

## Hydrostatic propulsion system

Patent Number: ☐ US3978937  
Publication date: 1976-09-07  
Inventor(s): CHICHESTER WILLARD L;; HOLTKAMP DONALD A  
Applicant(s): CLARK EQUIPMENT CO  
Requested Patent: ☐ DE2528735  
Application Number: US19740508588 19740923  
Priority Number(s): US19740508588 19740923  
IPC Classification: F16H39/46; B60K17/34  
EC Classification: F16H61/42  
Equivalents: CA1027012, ☐ FR2285553, ☐ GB1496264, SE7509388

### Abstract

A closed recirculating hydrostatic transmission system suitable for driving a traction vehicle. The system includes a pair of hydrostatic engine driven variable displacement pumps either of different displacements or engine driven at different speed ratios and each pump being operative to drive hydrostatic motors at the various wheels and in separate closed loop drive circuits such that accurate flow division as between the circuits is effected for driving the vehicle in four-wheel drive or, at the operator's selection, for driving the motors in the one closed loop circuit at a higher speed in two-wheel drive by means of the pump of larger discharge volume. An operator's control operates both pumps together within the limits of the smaller discharge pump in four-wheel drive, and operates the larger discharge pump within the limits thereof while rendering ineffective the smaller discharge pump in two-wheel drive. Valve means enables smooth transition and shifting between two and four-wheel drive at any time. Flow divider-combiner means in each closed loop circuit adjusts fluid flow to each motor as a function of steering angle to assure positive traction at each driven wheel in either forward or reverse drive under all surface conditions, and to differentiate as required wheel speeds during vehicle steering operations. Braking may be effected by reversing pump flow at selected conditions of either decreasing, constant or increasing engine speed.

.....  
Data supplied from the esp@cenet database - I2

**Best Available Copy**

⑤

Int. Cl. 2:

B 60 K 17/10

⑩ BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES



PATENTAMT

Behördeneigentum

DT 25 28 735 A1

⑪

# Offenlegungsschrift 25 28 735

⑫

Aktenzeichen:

P 25 28 735.8

⑬

Anmeldetag:

27. 6. 75

⑭

Offenlegungstag:

8. 4. 76

⑳

Unionspriorität:

⑳ ㉑ ㉒

23. 9. 74 USA 508588

⑤④

Bezeichnung:

Hydrostatisches Antriebssystem

⑦①

Anmelder:

Clark Equipment Co., Buchanan, Mich. (V.St.A.)

⑦④

Vertreter:

Kuborn, W., Dipl.-Ing.; Palgen, P., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.; Pat.-Anwälte,  
4000 Düsseldorf

⑦②

Erfinder:

Chichester, Williard Lyle; Holtkamp, Donald Allen; Battle Creek,  
Mich. (V.St.A.)

DT 25 28 735 A1

PATENTANWÄLTE  
DIPL.-ING. WALTER KUBORN  
DIPL.-PHYS. DR. PETER PALGEN  
4 DÜSSELDORF  
MULVANYSTRASSE 2 · TELEFON 832727  
KREISSPARKASSE DÜSSELDORF NR. 1014463  
DEUTSCHE BANK AG., DÜSSELDORF 2819207  
POSTSCHECK-KONTO: KÖLN 115211-504

4 DÜSSELDORF, den 11.6.1975  
K./wü.-  
(400)

2528735

C l a r k E q u i p m e n t C o m p a n y  
in Buchanan, Michigan (V.St.A.)

### Hydrostatisches Antriebssystem.

Die Erfindung sieht ein wesentlich anderes hydrostatisches System vor, als es in der gleichzeitig eingereichten USA-Anmeldung mit der Serien-Nummer 406.768 offenbart ist, obwohl das Streben dahingeht, gleiche vorteilhafte Ergebnisse zu erzielen.

Für eine Erklärung des Hintergrundes der Erfindung kann auf die gleichzeitig eingereichte Patentanmeldung sowie auf das belgische Patent Nr. 798.408 , veröffentlicht am 16. Mai 1973, welches der obengenannten, gleichzeitig eingereichten Anmeldung entspricht, Bezug genommen werden.

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein hydrostatisches Kraftübertragungssystem für einen Zugkraftantrieb von einer einen geschlossenen Umlauf aufweisenden Bauweise, bei der die Bedienung in der Lage ist, ohne Rucken von Zwei- auf Vierradantrieb umzuschalten, während das Fahrzeug mit einer beliebigen Fahrzeuggeschwindigkeit gefahren wird.

Ein Paar unabhängiger geschlossener Umläufe oder Kreise wird durch ein Paar motorgetriebener, umkehrbarer Flüssigkeitspumpen mit veränderlicher Verdrängung angetrieben, von denen eine in der Lage ist, ein größeres Ausstoßvolumen als die andere zu pumpen, um das Fahrzeug

609815/0340

*Walter Kuborn*

mit ausgewählten Geschwindigkeiten und Drehmomenten vorwärts und rückwärts anzutreiben, unter welcher Bedingung das Fahrzeug Vierradantrieb besitzt und ein Steuermittel das Ausstoßvolumen der anderen Pumpe beschränkt. Das Steuermittel kann auch zur Wahl von Zweiradantrieb betätigt werden, wobei die andere Pumpe auf eine 0- bzw. Nullverdrängungsstellung zurückgeschaltet wird, während die eine Pumpe bis zu ihrem größten verfügbaren Ausstoßvolumen arbeiten kann.

Ein wesentliches Ziel der Erfindung ist es, ein hydrostatisches Kraftübertragungssystem bzw. ein solches Antriebssystem zu schaffen, das in der Lage ist, ein vielseitiges Fahrzeug mit Zwei- und Vierradantrieb zu bilden, welches verhältnismäßig einfach ist und geringe Kosten verursacht sowie eine ständig gesteuerte Zugkraft an allen angetriebenen Rädern aufweist.

Andere besondere Ziele und Merkmale der Erfindung ergeben sich für den Fachmann aus der folgenden Beschreibung und den Zeichnungen, die einen Teil davon bilden.

Fig. 1 ist eine schematische Ansicht des hydrostatischen Antriebssystems bei einem Fahrzeug;

Fig. 2 ist eine schematische Ansicht der Steuerung für das Kraftantriebssystem nach Fig. 1;

Fig. 3 ist in Draufsicht als Einzelteil herausgezeichnet ein Steuergriffanschlag für die Bedienung;

Fig. 4 ist eine Einzelansicht einer zweiten Arbeitsstellung eines Steuergliedes in der Steuerung nach Fig. 2;

Fig. 5 ist die Vorderansicht einer der in Fig. 2 gezeigten Pumpensteuerungen für die Bedienung;

Fig. 6 ist eine vergrößerte Schnittansicht eines Antriebsgelenkelementes in Fig. 2

A Fig. 7 ist eine teilweise Bruchansicht von Fig. 1, die eine geänderte Pumpenanordnung zeigt, und

Fig. 8 ist eine Teilansicht der Steuerung nach Fig. 2, die für die Ausführungsform von Fig. 7 geändert ist.

609815/0340

In Fig. 1 bis 6 ist im einzelnen bzw. eingehender ein Fahrzeug durch vordere und hintere Radpaare 10 und 12 wiedergegeben, welche durch das hydrostatische Kraftübertragungssystem angetrieben werden können, welches ein Paar von durch eine Bedienungsperson gesteuerte, umkehrbare veränderliche Verdrängungspumpen 14 und 16 verschiedener Leistungsfähigkeiten umfaßt, die durch einen daran angekuppelten Motor 18 angetrieben werden. Der Steuerabschnitt zur Änderung der Verdrängung über die Steuerung der Nocken- oder Taumelscheibenwinkel ist bei den Bezugswerten 20 und 22 wiedergegeben. Ein Beschleunigungspedal 24 kann durch Druck- und Zugkabel sowie Hebel 26, 28, 30 und 32 angeschlossen sein, um den Motor über den Vergaser zu steuern. Die Pumpensteuerabschnitte 20 und 22 sind manuell von der Bedienung bzw. von Hand über die in Fig. 2 bis 6 gezeigten Steuerungen gesteuert, die im allgemeinen eine Handsteuerung 36 für die Bedienung aufweisen, die mit einem Steuerelement 38 der Pumpe 22 durch ein Zugkabel 40 und mit einem Pumpenverdrängungsbegrenzerelement 42 über ein Zugdruckkabel 44 und einer Stange 46 verbunden ist, welche zur senkrechten Führung mit Hilfe eines Stiftes 48 angebracht ist, der in einen Spalt 50 an einem feststehenden Führungselement 52 eingreift.

Die Pumpenverdrängung über die Steuerbereiche 20 und 22 wird durch die Betätigung der Pumpensteuerhebel 54 und 56 in die eine oder andere Richtung für den Vorwärts- oder Rückwärtsantrieb des Fahrzeugs bewirkt, wobei die Hebel miteinander an den Schwenkpunkten 58 und 60 durch eine mechanische Kolben- und Gelenkanordnung verbunden sind, die allgemein bei 62 und im einzelnen bzw. besonderen in Fig. 6 gezeigt ist. Die Pumpensteuerungen 54 und 56 sind auch mit einem Vorwärts- und Rückwärtspedalsteuer 64 (s. auch Fig. 5)

für die Bedienung durch eine Druckzugstange, einen Hebel und eine Gelenkanordnung 66, 68 und 70 verbunden, wobei das Gelenk 70 schwenkbar bei 58 mit dem Steuerhebel 54 verbunden ist. An dem Gelenk 70 ist ein Element 72 angebracht, welches in einem Nockeneingriff mit dem Verdrängungsbegrenzerelement gestaltet und geeignet ist, damit zusammenzuarbeiten, um die Grenzen der Pumpenverdrängung während Vierradantriebsarbeiten des Fahrzeuges festzusetzen, indem es die verfügbare Bewegung der Stange 70 auf die Querbewegung des Elementes 72 zwischen den Enden des Elementes 42, wie gezeigt, begrenzt, um so die größte Winkelbewegung sowohl vorwärts als auch rückwärts der Pumpensteuerhebel 54 und 56 zu begrenzen. Andererseits ist beim Zweiradantrieb, wie später beschrieben werden wird, das Begrenzungselement 42 durch die Wirkung des Steuerhebels 36 hochgehoben bzw. angehoben, so daß das Element 72 in beiden Richtungen über die dann nicht hindernden Enden des Elements 42 hinweg betätigt werden kann, um hierdurch die Verdrängung der Pumpe 14 zu erhöhen, während gleichzeitig die Pumpe 16 durch das Gelenksystem, welches das Kabel 40 und den Hebel 56 umfaßt, in eine nicht pumpende bzw. nicht fördernde Stellung geschaltet wird.

Die Pumpen 14 und 16 weisen verschiedene Verdrängungen auf. Zum beispielsweise Zweck soll hier angenommen werden, daß die Pumpe 14 eine doppelt so große Verdrängung wie Pumpe 16 hat, obwohl es klar ist, daß irgendein anderes Verdrängungsverhältnis zwischen den Pumpen Sache der Ausführungswahl ist, die von der Anwendung der Erfindung abhängt. Die Pumpen sind durch eine einzige gemeinsame Antriebswelle 76 angetrieben, um immer zusammen mit der gleichen Umdrehungszahl

609815/0340

zu arbeiten. Die Pumpe 14 ist im Vorwärtsantrieb hydraulisch mit einem Paar feststehender Verdrängungsvorderadmotoren 78 und 80 durch eine Verhältnisverteiler-Verbindereinheit 84, Leitungen 86 und 87, die die Pumpenentladung den Motoren zuführen, und Rücklaufleitungen 88 und 90, die die Flüssigkeit, welche in dem geschlossenen Umlauf der Pumpe 14 strömt, zu dem Einlaß der Pumpe zurückführen, verbunden. Das Umschalten der Pumpe 14 auf Rückwärtsbetrieb mittels des Steuerungssystems der Fig. 2 kehrt den oben genannten Stromverlauf um, bei dem die Leitung 90 zur Druckentladungsleitung wird, und die Flüssigkeit durch die Leitung 82 zu dem dann wirksamen Pumpeneinlaß zurückgeführt wird. In dieser Stellung wirkt <sup>die</sup> Einheit 84 als einstellbarer Stromverbinder. Pumpe 16 ist auf ähnliche Art hydraulisch sowohl für Vorwärts- als auch für Rückwärtsantrieb mit einem Paar feststehender Verdrängungshinterradmotoren 92 und 94 über eine Leitung 96, eine Verhältnisverteiler-Verbindereinheit 98 und Leitungen 100, 102, 104 und 106 verbunden.

Für Zusatzflüssigkeit wird in dem System durch eine Ladepumpe 108 gesorgt, die mit einem Behälter 110 und mit den die gegenüberliegenden, geschlossenen Umläufe verbindenden Motorpaaren 78, 80 und 92, 94 durch Leitungen 112 und 114 und Niederdruckeinwegreglerventilsätze 116 und 118, die die gegenüberliegenden Kreisläufe der Radmotorpaare miteinander, wie gezeigt, verbinden, verbunden ist. Der Zusatz- und Steuerkreislauf steht auch in Verbindung mit den Pumpensteuerungsabschnitten 20 und 22 über die Leitungen 124 und 126, um einem herkömmlichen Servoventil und einem Kraftverstärkungskolben in jeder Pumpe Druckflüssigkeit zuzuführen, die die jeweiligen Taumelscheiben, die durch die Steuerpumpenhebel 54 und 56 gesteuert werden, betätigt.

609815/0340

Zusätzlich ist ein magnetbetätigtes An-Aus-Ventil geeignet, Leitung 106 mit Behälter 110 über Leitungen 122, 96 und 127 unter zu beschreibenden Bedingungen in Verbindung zu setzen. Ein magnetbetätigtes Zweistellungsventil 129 ist Teil eines in der Leitung 127 gelegenen Flüssigkeitskreislaufes, der unter bestimmten Bedingungen dahin wirkt, daß eine begrenzte Menge von Flüssigkeit, die durch die Motoren 92 und 94 fließt, wenn die Räder 12 in Zugkraftantrieb sind, über ein Druckausgleichstromsteuerventil 131, das die Wirkung hat, ein vorbestimmtes Volumen des Flüssigkeitsflusses zum Behälter 110 hindurchströmen zu lassen, ohne Rücksicht auf Veränderungen des oberen Flüssigkeitsdruckes. Wie später weiter beschrieben werden wird, werden die Ventile 120 und 129 gleichzeitig betätigt, sodaß beim Vberradzugkraftantrieb beide Ventile, wie gezeigt, geschlossen sind und bei Zweiradantrieb mit freilaufenden Rädern 12 beide Ventile offen geschaltet sind.

Um die Klarheit und die Verständlichkeit dieser Beschreibung zu erhöhen, sind bestimmte, wichtige aber wohlbekannte Unterkreisläufe hierin, die zum Verständnis der Erfindung nicht notwendig sind, nicht gezeigt, wie Pumpenentlastungsventilkreisläufe und Flüssigkeitsleakage- bzw. Verlustkreisläufe zur Verbindung der Radmotoren und der Pumpen mit dem Behälter. Auch hier wird es in allgemeinen wünschenswert erscheinen, einen Flüssigkeitszusatzkreislauf vorzusehen, der durch Einwegreglerventile mit den gegenüberliegenden Seiten einer jeden der Pumpen 14 und 16 verbunden ist, und der durch die Ladepumpe 108 versorgt wird, die geeignet ist, mit der Einlaß- und der Entladungsleitung einer jeden Pumpe jeweils abhängig von derer Vorwärts- oder Rückwärtsarbeit in Verbindung zu stehen.

Die Lenkung des Fahrzeuges erfolgt durch eine herkömmliche, durch die Kraft der Bedienungsperson betätigte Lenkvorrichtung zur Betätigung der lenkbaren

809815/0340



Räder 12, die an einer Lenkachse 125 angebracht sind. Steuerarme 128 und 130 sind drehbar mit einer Spurstange 132 verbunden, welche schwenkbar bei ihrer Mitte an einem Hebelarm 134 befestigt ist, der bei 136 an der Lenkachse drehbar angebracht und mit den durch die gestrichelten Linien 138 und 140 angedeuteten Zugdruckkabeln verbunden ist, die mit den Steuerungen 141 und 143 der Stromteiler-Verbindereinheiten 84 und 98 verbunden sind, um die zu oder von dem jeweiligen Radmotor fließende Flüssigkeit verhältnismäßig zum Lenkwinkel bzw. Lenkeinschlag der Räder 12, wie weiter unten beschrieben, zu teilen.

Wie sich aus den mechanischen Steuerteilen nach Fig. 2 ergibt, ist die Pedalsteuerung 64 für vorwärts und rückwärts zur Schwenkbewegung nach rechts oder nach links von der Welle 150 in einem am Boden angebrachten Bügel 152 angebracht und weist ein an einer Seite davon befestigtes Kabel auf, wie es in Fig. 5 gezeigt ist, so daß die Druck- oder Zugbetätigung für Vorwärts- oder Rückwärtsantrieb durch die mit den Pumpensteuerhebeln 54 und 56 verbundene Hebel- und Gelenkanordnung bewirkt wird. Die mechanische Verbindungszylinderanordnung 62 weist einen Zylinder 154 auf, in dem ein Kolbenkopf 156 angebracht ist, der eine bei 58 schwenkbar mit dem Pumpenhebel 54 verbundene Stange hat. Der Kolben wird in einer mittleren Stellung in dem Zylinder gehalten, wenn die Taumelscheiben der Pumpen sich in einem 0- bzw. Nullwinkel befinden, welches der in Fig. 2 wiedergegebenen Zustandes ist, bei welchem die Druckfedern 160 und 162 auf sich gegenüberliegenden Seiten des Kolbenkopfes angebracht sind. Federhalter 164 sind an den gegenüberliegenden Enden des Zylinders und an den gegenüberliegenden Seiten des Kolbenkopfes befestigt. Eine Steuerstange 166 ist an dem rechten Ende des Zylinders 154 befestigt und bei 60 drehbar mit dem Steuerhebel 156 verbunden. Ein Paar von Anschlägen 168 ist an den gegenüberliegenden Enden des Steuerelements 38 angebracht, wobei da

Element 38 durch einen Drehbolzen 170 mit einem feststehenden Teil bei 171 und bei 172 mit einem Steuerkabel 40 verbunden ist.

Der Steuerhebel 36 der Bedienung ist ein Zweistellungshebel der in der einen oder der anderen der Stellungen 36A und 36B, Fig. 3, funktioniert, welche ihre Stelle an den äußeren Enden eines Steuerpaltes 180 in Platte 182 haben, wobei der Hebel 36 normalerweise durch eine Zugfeder 184 in <sup>der</sup> Stellung 36A gehalten wird und gegen die Feder in <sup>die</sup> Stellung 36B <sup>das</sup> betätigt werden kann. In Stellung 36B ist <sup>dem</sup> das Steuerelement 42 gegenüber Spalt 50 des Führungsgliedes 52 angehoben, so daß Element 72 über beide Enden des Elementes 42 hinausbetätigt werden kann, während das Kabel 40 das Steuerelement 38 am Drehbolzen 170 in die in Fig. 4 dargestellte Stellung dreht. Durch die Betätigung des Elementes 38 in die Stellung nach Fig. 4 bringen die Anschläge 168 den Pumpensteuerhebel 56 in die gezeigte Pumpenverdrängungsstellung Null und halten den Hebel dieser Stellung ohne Rücksicht auf den Grad der Manipulierung durch Steuerpedal 64 des Pumpenhebels 54 durch die Steuerstange 70.

Wenn die Steuerung wie in Fig. 2 dargestellt eingerichtet ist, <sup>so</sup> sind die Grenzen der Pumpenverdrängung beider Pumpen 14 und 16 durch die Leistungsfähigkeit der kleinen Pumpe 16 beschränkt, wie es durch die zwischen den zwei Paaren von unterbrochenen Linien, dargestellt bei den Pumpenhebeln 54 und 56, gezeigten Winkeln  $\alpha$  dargestellt ist. Die  $\alpha$ -Verschiebungsgrenze wird gesteuert durch die verfügbare Bewegung der Steuerstange 70 zwischen den zwischen den Steuerelementen 42 und 72 vorgesehenen Endlagern, wobei in Vorwärtsantrieb des Fahrzeuges durch Bewegung des Elementes 72 nach rechts von seiner gezeigten Stellung <sup>die</sup> und Rückwärtsbewegung des Fahrzeugs durch Betätigung des Elements 72 nach links von seiner gezeigten Stellung bewirkt wird. All dies wird durch Pedal 64 gesteuert.

609815/0340

Die Betätigung des Steuerhebels 36 von der Stellung 36A nach 36B unter irgendwelchen Arbeitsumständen des Systems zwischen einer Pumpenverdrängung von Null bis zur größtmöglichen Pumpenverdrängung, wie sie durch die Steuerelemente 42 und 72 begrenzt ist, hebt das Steuerelement 42 und betätigt den Pumpenhebel 56 in eine Null-Verdrängungsstellung, wie oben beschrieben, so daß die Steuerstange 70 dann den Pumpenhebel 54 betätigen kann, um irgendeine gewünschte Verdrängung der Pumpe 14 bis zu ihrer größten Leistungsfähigkeit zu bewirken, während Pumpe 16 mit der gleichen Drehzahl und Null-Verdrängung dreht.

Indem so nach der Wahl der Bedienung die Grenzen der Verdrängung der Pumpen gesteuert werden, wenn sie in Tandem arbeiten, oder wenn die Pumpe 14 allein arbeitet, um das Fahrzeug anzutreiben, ist die mechanische Arbeit der Zylinderanordnung wie folgt:

In Steuerstellung 36A funktioniert die Zylinderanordnung als festes Gelenk zwischen den Gelenkstangen 70 und 166 insofern, als die Mittenfedern 160 und 162 Kolben 156 mittig bzw. in der Mittelstellung halten und die Stangen 70 und 158 die Stange 166 durch den Zylinder 154 als eine feste Gelenkverbindung betätigen. Die Pumpen werden dadurch abgestimmt, immer mit der gleichen Drehzahl durch die gemeinsame Antriebswelle 76 zwischen den Pumpen zu arbeiten. Für den Fachmann ist es klar, daß es bei verschiedenen Anwendungen wünschenswert sein kann, die Pumpen durch verschiedene Antriebswellen entweder mit der gleichen Drehzahl oder mit verschiedenen Drehzahlen durch Veränderungen in Räderübersetzungen, z.B. wie zwischen Pumpenantrieben arbeiten zu lassen. Die Steuerstellung 36A ist die Arbeitsstellung des hydrostatischen Antriebssystems bei der Arbeit im Vierradantrieb, wie unten eingehender erklärt werden wird.

Beim Betrieb mit in Steuerstellung 36B befindlichem Hebel 36 wird der Pumpenhebel 56 durch das Element 38, wie in Fig. 4 gezeigt, in einer neutralen Stellung gehalten, und wirkt die Betätigung der Gelenkstange 70 durch das Pedal 64 auf Betätigung des Kolbens 156 im Zylinder 154, um die Feder 162 beim Vorwärtsantrieb zusammenzudrücken und die Feder 160 beim Rückwärtsantrieb des Fahrzeuges innerhalb der Grenzen der Bewegung des Kolbens im Zylinder zusammenzudrücken, während das Steuerelement 42 angehoben wird. Der Zylinder 154 wird selbstverständlich durch die Wirkung des Steuerelements 38 in einer festen Stellung gehalten, während er die verfügbaren Steuerbewegungen des Kolbens darin in hinreichender Weise zulässt, um die Pumpe 14 mit größter Verdrängung anzutreiben, welche bei diesem Ausführungsbeispiel zweimal die Verdrängung der Pumpe 16 beträgt, sodaß das Fahrzeug im Zweiradantrieb mit doppelt so großer Geschwindigkeit wie im Vierradantrieb angetrieben werden kann. Der zwischen dem zweiten Satz der Begrenzungen der Bewegung von Hebel 54 gezeigte Winkel  $\beta$  zeigt die Grenzen der Verdrängung beim Vorwärts- und Rückwärtsantrieb von Pumpe 54 auf. Zusätzlich betätigt die Schaltung der Steuerung 36 in Stellung 36B einen nicht gezeigten Schalter, welcher bewirkt, daß die Magnetventile 120 und 129 von einer normalerweise geschlossenen Stellung im Vierradantrieb zu einem zu erklärenden Zweck in Auf-Stellung geschaltet werden.

Beim Betrieb mit dem System im Vierradantrieb verdrängt jede der Pumpen 14 und 16 das gleiche Flüssigkeitsvolumen bei jeder gewählten Arbeitsbedingung, innerhalb der Grenzen der Motorgeschwindigkeit und der Bewegung der Steuerstange 70, die ihr vom Steuerelement 42 entweder im Vorwärts- oder im Rückwärtsantrieb durch die jeweiligen und unabhängigen geschlossenen Um- oder Kreisläufe von Fig. 1 auferlegt wird. Die Ventile 120 und 129 sind unter solchen Umständen selbstverständlich geschlossen und <sup>eine</sup> einwandfreie Antriebszug-

kraft wird an allen vier Rädern gewährleistet, ungeachtet der Veränderungen der Oberflächenzugbedingungen, wie sie zwischen irgendwelchen zwei oder mehr Rädern herrschen.

Während der Drehmanöver des Fahrzeugs wird eine einwandfreie positive Zugkraft an jedem Rad und ein richtiger Radgeschwindigkeitsausgleich bzw. -differentiation als Funktion des Lenkeinschlags bzw. -winkels der lenkbaren Räder 12 durch die Arbeit der Stromteiler Verbindereinheiten 84 und 98 bewirkt, die durch Hebel 134 gesteuert werden. Mit anderen Worten, die Druckzugkabel 138 und 140 steuern die Einheiten 84 und 98 zur Teilung oder zur Verbindung bei Vorwärts- oder Rückwärtsantrieb, der im richtigen Verhältnis der Flüssigkeit, die zwischen jedem der vorderen und hinteren Paare von Radmotoren fließt, so daß der richtige Ausgleich bzw. Differentiation der Drehgeschwindigkeit der Radsätze 10 und 12 bei allen Lenkausschlägen bzw. -winkeln verwirklicht wird, wobei die außen liegenden Räder so mit Zugkraft angetrieben werden, daß sie mit größeren Geschwindigkeiten drehen als die angetriebenen innen liegenden Räder, und dies jeweils um Beträge, die dem Lenkeinschlag oder -winkel der Räder 12 entsprechen. Weiter sind die Stromteiler-Verbindereinheiten so ausgelegt, daß sie an ihren beiden Drosselbereichen den gleichen Strom verursachenden Differentialdruck durch diesen Bereich beibehalten, dies unabhängig möglicher Druckveränderungen stromabwärts in Leitungen 86 oder 87 im geschlossenen vorderen Kreislauf und in Leitungen 100 und 102 im hinteren geschlossenen Kreislauf bei einer beliebigen geeigneten Einstellung der Teiler-Verbindereinheiten durch die Kabel 138 und 140, wodurch die Möglichkeit von Zugkraftverlusten an irgendeinem Rad aus irgendwelchem Grund ausgeschlossen wird. Eine beispielsweise Teiler-Verbindereinheit, die wie oben dargelegt funktioniert, ist <sup>das</sup> Modell 2 VXB 1420 Series, die durch Fluid Controls, Inc., Mentor, Ohio, hergestellt wird.

809815/0340

COPY

Während eines Umschaltens vom Vier- zum Zweirad-  
antrieb ist es außerordentlich vorteilhaft, für eine  
Übergangsarbeitsstellung zu sorgen, in der der Aus-  
stoß von der Pumpe 16 zurück zum Einlaß von der Pumpe  
16 ab- bzw. umgeleitet wird und zuzulassen, daß ein  
begrenztes Volumen zur gleichen Zeit der Schaltung  
von 36 in Stellung 36B in den Behälter fließt. Zu die-  
sem Zeitpunkt kann die Pumpe 14 mit einer beliebigen  
Verdrängung arbeiten, die jedoch auf die größte Ver-  
drängung von der Pumpe 16 begrenzt ist. Da das Umschal-  
ten in die Stellung 36B die Pumpe 16 in eine Null-Ver-  
drängungslage zurückbringt, und die Ventile 120 und  
129 dem Einlaß der Pumpe 16 und durch das Druckausgleich-  
steuerventil 131 den Behälter öffnet, ist es offensicht-  
lich, daß keine Druckstöße und keine Sprunghaftigkeit  
bei der Arbeit in dem System auftreten können, und daß  
die Pumpe 14 weiterhin die Radmotoren 78 und 80 mit  
der zu diesem zeitlichen Moment bestehenden, durch das  
Steuerelement 42 begrenzten Verdrängung antreibt. Der  
Vorgang während des Umschaltens vom Vierrad- zum Zweirad-  
antrieb bewirkt die Beibehaltung der im wesentlichen  
gleichen Geschwindigkeiten wie im Vierradantrieb, wobei  
jedoch die Hälfte der Flüssigkeit nicht benutzt wird.  
So ist das System auf den nachfolgenden Zweiradantrieb  
mit voller Geschwindigkeit durch die Übergangseinstel-  
lung des Zweiradantriebes mit der Hälfte oder weniger  
der Höchstgeschwindigkeit vorbereitet. So wird ein  
weicher, stoß- und sprungfreier Übergang bewirkt, unab-  
hängig von der Motorengeschwindigkeit, der Fahrzeug-  
geschwindigkeit oder der Pumpenverdrängung, mit welcher  
die Steuerung 46 (36) von der Stellung 36A nach der  
Stellung 36B geschaltet wird. In der gleichen Weise  
wird ein weicher Übergang vom Zweirad- zum Vierradan-  
trieb bei jeder Motorgeschwindigkeit insofern bewirkt,  
als die Verdrängung der Pumpe 14 in einem solchen Zustand  
sein muß, in dem das Steuerelement 72 innerhalb der  
nockenartigen Bereiche vom Element 42 und demzufolge

609815/0340

innerhalb des Verdrängungsbereiches von Pumpe 16 eingeschlossen werden kann, so daß die Betätigung des Hebels 36 von Stellung 36B nach Stellung 36A die Steuerzylinderanordnung 62 zur Schaltung von Pumpenhebel 56 zu der gleichen Winkelverdrängung wie der Pumpenhebel 54 losläßt, was eine Antriebszugkraft an allen der Räder mit der gleichen Motorgeschwindigkeit wie im Zweiradantrieb mit der gewählten Verdrängung zum Zeitpunkt der Hebelbetätigung nach Stellung 36A bewirkt. Es ist verständlich, daß die Pumpe 16 bereits über die Antriebswelle 76 mit bestehender Motorgeschwindigkeit zu dem Zeitpunkt arbeitet, an dem Hebel 56 aus seiner mittigen Stellung hinausbetätigt wird. Der Gebrauch eines solchen Arbeitsüberganges beim wechseln zwischen Zwei- und Vierradantrieb, während das Fahrzeug mit irgendeiner gewählten Geschwindigkeit angetrieben wird, ist als wesentlich befunden worden, um eine Stoßdruckaufladung und einer rückhaften Arbeitsweise des Fahrzeugs zu steuern und auf ein Mindestmaß zu beschränken. Man kann bemerken, daß beim Zweiradantrieb Ventile 129 und 131 offen sind, um ein vorbestimmtes Volumen der durch die Motoren 92 und 94 fließenden Flüssigkeit dem Behälter zurückzuführen, da sonst die beim Freilauf der Räder 12 in dem geschlossenen Parallelkreislauf fließende Flüssigkeit eine zu hohe Temperatur in dem hydraulischen Kreislauf der Motoren 92 und 94 bewirken würde. Wenn das Fahrzeug in Rückwärtsantrieb betrieben wird, tritt ein umgekehrter Strom im Kreislauf auf, wobei die Ventile 120, 129 und 131 genauso wie beim Vorwärtsantrieb sowohl im Zwei- als auch im Vierradantrieb funktionieren.

Volle Bremsfähigkeit ist dem Übersetzungssystem bzw. Antriebssystem innewohnend, wodurch Betriebsbremsen unnötig gemacht werden. Eine normale Verzögerung des Fahrzeuges wird einfach durch Loslassen des Beschleunigungspedals 24 in der herkömmlichen Weise bewirkt; eine zusätzliche Verzögerung kann durch das Loslassen beider Pedale 21 und 64 erreicht werden, während das

Fahrzeug entweder im Zweirad- oder im Vierradantrieb unterwegs ist. Starkes Bremsen des Fahrzeuges kann durch Umkehren einer oder beider Pumpen, abhängig vom Zwei- oder Vierradantrieb, bewirkt werden, während die Motorgeschwindigkeit beibehalten wird, und in Notfällen wird ein "Panikstop" durch Umkehren der Pumpe oder Pumpen durch Erhöhen der Motorgeschwindigkeit ausgeführt. Auf nassen oder vereisten Oberflächen kann es besonders wünschenswert sein, während eines Nothaltens vom Zwei- auf Vierradantrieb zu wechseln, um die zusätzlichen Vorteile des Vierradantriebs zur Geltung zu bringen.

In Fig. 7 und 8 ist eine andere Ausführung wiedergegeben, in der die Pumpen mit veränderlicher Verdrängung gleiche größte Verdrängung haben, als Pumpen 14 und 14' gezeigt, wobei angenommen wird, daß die Pumpe 14 mit einem 2 : 1 Geschwindigkeitsverhältnis gegenüber der Pumpe 14' arbeitet. Das Verhältnis wird durch eine schematisch bei der Bezugszahl 200 am Motor 18 gezeigten Räderuntersetzung bewirkt, wobei die Pumpen damit durch getrennte Antriebswellen 202 und 204 verbunden sind. In dieser als Beispiel dienenden Abänderung beträgt die wirkdame Länge vom Pumpensteuerhebel 54' die Hälfte der Länge vom Steuerhebel 56'. Der Pumpensteuerbereich 22' ist der gleiche wie der Steuerbereich 22. Andere Merkmale der in den Fig. 1 bis 6 gezeigten Ausführung können die gleichen sein wie in der Ausführung nach Fig. 7 und 8, und sind genauso beziffert, wie in Fig. 1 und 2.

So ist zu erkennen, daß das Arbeitsergebnis der veränderten Ausführung das gleiche ist wie in der Ausführung nach Fig. 1 bis 6 mit dem Gebrauch von Pumpen der gleichen größten Verdrängung, wobei die Pumpe mit der größten Ausstoßleistung mit der doppelten Drehzahl der anderen Pumpe und mit der Hälfte der Pumpenverdrängung ange-



trieben wird. Wie gezeigt wird dies durch ein 2 : 1 Längenverhältnis zwischen den Steuerhebeln 56' und 54' erreicht, wobei die Pumpe 14 die Hälfte der Verdrängung <sup>der</sup> von Pumpe 14' bei gleichem Flüssigkeitsausstoß im Vierradantrieb (dargestellt durch die Verdrängungs- oder Verschiebungswinkelbezeichnungen  $\alpha$  und  $\alpha/2$ ) hat; bei Zweiradantrieb verdoppelt <sup>die</sup> Pumpe 14 ihren Ausstoßstrom zum Verdrängungs- bzw. Verschiebungswinkel  $\alpha$ , während die Pumpe 14' in eine Null-Verdrängungsstellung zurückgenracht wird.

Für den Fachmann ist es klar, daß die geeigneten mechanischen Mittel zur Schaltung der Pumpensteuerhebel 56 in Fig. 2 und 56' in Fig. 8 in eine neutrale Stellung beim Zweiradantrieb durch irgendwelche mögliche mechanische Änderungen ersetzt werden können, wie die Ersetzung des Elements 38 und der zugehörigen Teile in der Antriebsleitung von <sup>der</sup> Pumpe 14' durch eine Kupplung in der Antriebsleitung, um so die Pumpe 22' in eine nicht-pumpende Lage zurückzubringen, indem diese ausgekuppelt wird, wenn das System von Vierrad- auf Zweiradantrieb umgeschaltet wird. Die Taumelscheibe der ausgekuppelten Pumpe 22' würde durch herkömmliche Zentrierfedern in eine 0-Verdrängungslage zurückgebracht.

Selbstverständlich ist es verständlich, daß irgendeine gewünschte Verbindung von Pumpengrößen, jeweiligen Geschwindigkeitsverhältnissen, Pumpensteuerhebellängen von der besonderen Anwendung, den Kosten, dem Platz, der Verfügbarkeit und allen anderen derartigen Umständen, wie sie der Konstrukteur in Erwägung zieht, abhängen, wobei alle solche Änderungen deutlich innerhalb der Reichweite bzw. Umfang der Erfindung liegen.

Es ist klar, daß sich Ausdrücke in den Ansprüchen hierzu, wie "Flüssigkeitsausstoßleistung" oder "-fähigkeit" und "Pumpenleistung" auf die Arbeit des Systems unter irgendwelchen gegebenen Arbeitsbe-

609815/0340

dingungen sowie bei irgendeiner gegebenen Motorgeschwindigkeit beziehen.

Obwohl nur zwei Ausführungsformen der Erfindung zusätzlich zur Darlegung anderer offensichtlicher Änderungen davon beschrieben und gezeigt worden sind, wird der Fachmann verstehen, daß noch viele andere Abänderungen im Aufbau, in der Form und der jeweiligen Anordnung der Teile gemacht werden können, ohne den Erfindungsgedanken und <sup>seinen</sup> ~~ihren~~ Umfang zu verlassen. Es ist z.B. offensichtlich, daß das hydrostatische Antriebssystem, dessen Grundart hier dargelegt worden ist, ohne weiteres innerhalb des Rahmens der Erfindung auf ein Dreiradfahrzeug abänderbar und anwendbar ist, wobei z.B. das dritte Rad ein angetriebenes Lankrad ist. Die USA-Patentschrift 3.376.990 offenbart ein Dreiradfahrzeug, das zwei angetriebene Vorderräder und ein hinteres Lenkrad hat; die vorliegende Erfindung ist auf ein derart abgeändertes Fahrzeug anwendbar, genau wie, selbstverständlich, auf Fahrzeuge, die irgendeine Anzahl von Rädern größer als drei benutzen.

Ebenso ist es offensichtlich, daß die Erfindung auf Fahrzeuge mit Endlosraupen anwendbar ist, von denen Antriebselemente von verschiedenen anderen Formen als von einer Radform sein können. So ist die Gleichwertigkeit zwischen Rädern und anderen Formen, die ähnliche Aufgaben wie Räder erfüllen, beabsichtigt, z.B. ein Endlosraupenfahrzeug, das ein im allgemeinen quadratisch geformtes Antriebselement M, wie in der USA-Patentschrift 3.531.165 gezeigt, aufweist.

Es ist klar, daß z.B. bei einem gegebenen Fahrzeug Räder mit unterschiedlichen Durchmessern zwischen dem ersten und dem zweiten Radpaar benutzt werden können, und während Radpaare 10 und 12 gleichen Durchmessers fargestellt worden sind, können sie irgendwelche ausgewählte verschiedene Durchmesser haben. Der maßgebliche Umstand für gleichmäßige Zugantriebsfahrweise

bezüglich der Räder ist, daß die Räder im wesentlichen die gleiche Kreisstrecke in dem gleichen Zeitabschnitt zurücklegen, unabhängig von Änderungen des Bodens oder der Straßenzugkraft zwischen an Boden oder an Straßen angreifenden Elementen von irgendwelchen der Räder, wobei die Volumenverteilung hydraulischer Flüssigkeit an die Motorpaare eine Funktion der jeweiligen Rad-durchmesser ist.

Dementsprechend ist zu verstehen, daß beabsichtigt ist, alle solche Änderungen, die unter den Erfindungsgedanken fallen, zu umfassen.

18

2528735

Clark Equipment Company  
in Buchanan, Michigan (V.St.A.).

Patentansprüche.

1. Hydrostatisches Antriebssystem für Fahrzeuge, dadurch gekennzeichnet, daß es ein erstes und ein zweites Zugmittel, einen ersten und einen zweiten hydraulischen Motor zum jeweiligen Antrieb der entsprechenden Zugmittel und eine Antriebsmaschinen-  
vorrichtung, ein erstes und ein zweites veränderbares hydraulisches Verdrängungspumpenmittel, das durch die Antriebsmaschinen-  
vorrichtung zum Antrieb des jeweils entsprechenden hydraulischen Motormittels angetrieben wird, aufweist, wobei das erste Pumpenmittel eine Flüssigkeitsausstoßleistung aufweist, die größer ist, als die Flüssigkeitsausstoßleistung des zweiten Pumpenmittels, und ein Steuermittel aufweist, das den Flüssigkeitsausstoß des ersten Pumpenmittels im wesentlichen auf den Flüssigkeitsausstoß des zweiten Pumpenmittels bei einer ersten Arbeitsbedingung des Fahrzeugs beschränkt.

2. Fahrzeugsantriebssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsmaschinen-  
vorrichtung das erste und das zweite Pumpenmittel mit der gleichen Umdrehungszahl antreibt.

3. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsmaschinen-  
vorrichtung das erste und das zweite Pumpenmittel mit verschiedenen Umdrehungszahlen antreibt.

609815/0340

4. Antriebssystem nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Pumpenmittel eine größere Verdrängung als das zweite Pumpenmittel aufweist, und daß das Steuermittel unter der ersten Arbeitsbedingung des Fahrzeugs die Verdrängung des ersten Pumpenmittels im wesentlichen auf die Verdrängung des zweiten Pumpenmittels beschränkt.

5. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein jedes der beiden Pumpenmittel mit seinem entsprechenden Motormittel in einem geschlossenen Kreislauf arbeitet.

6. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Flüssigkeitsausstoß des ersten Pumpenmittels derart begrenzt ist, wenn das erste und das zweite Pumpenmittel das erste und das zweite Motormittel antreiben.

7. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß eine gemeinsame Welle mit dem ersten und dem zweiten Pumpenmittel verbunden ist und diese antreibt.

8. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das erste und das zweite Pumpenmittel durch die Antriebsmaschinenvorrichtung über ein erstes und ein zweites Raduntersetzungs- bzw. -übersetzungsmittel angetrieben werden.

9. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das erste und das zweite Pumpenmittel jedes sein jeweils entsprechendes Motormittel in einem derartigen geschlossenen hydraulischen Kreislauf antreibt, daß das erste und das zweite Pumpenmittel als Stromteiler innerhalb der Grenzen des Flüssigkeitsausstoßes des ersten Pumpenmittels durch das Steuermittel wirken.

10. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuermittel bei einer zweiten Arbeitsbedingung des Fahrzeugs es dem ersten Pumpen-

mittel erlaubt, mit größerem Flüssigkeitsausstoß zu arbeiten, und bewirkt, daß das zweite Pumpenmittel mit einem im wesentlichen 0-Flüssigkeitsausstoß arbeitet

11. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei der ersten Arbeitsbedingung das erste und das zweite Pumpenmittel auch als Stromteiler wirken.

12. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß jedes Zugmittel ein Paar Querabstand aufweisender Räder, von denen ein Paar lenkbar ist, und Lenksteuermittel in jedem geschlossenen Kreislauf aufweist, die so arbeiten, daß sie <sup>einen</sup> Radgeschwindigkeitsausgleich unter Zugkraft auch zwischen jedem der beiden Radpaare bewirken, welcher zu dem Lenkausschlag bzw. -winkel der lenkbaren Räder proportional ist.

13. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Lenksteuermittel ein einstellbares Stromteilermittel in jedem geschlossenen Kreislauf aufweist, wobei beide Teilermittel so eingestellt sind, daß sie dem Lenkeinschlag bzw. -winkel der lenkbaren Räder entsprechend ansprechen.

14. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Arbeitsbedingung darin besteht, das erste und das zweite ~~Motormittel~~ anzutreiben, und daß die zweite Arbeitsbedingung darin besteht, nur das erste der beiden Motormittel anzutreiben.

15. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß jedes von dem ersten und dem zweiten Pumpenmittel sein entsprechendes Motormittel in einem geschlossenen hydraulischen Kreislauf antreibt, um dadurch einen gleitfreien Kraftantrieb bei jedem kraftmittel unabhängig von Änderungen in den Zugbedingungen bei jedem Zugkraftmittel beizubehalten.

- X -  
24

16. Hydrostatisches Antriebssystem für ein Fahrzeug, gekennzeichnet durch ein erstes und ein zweites Zugkraftmittel, ein erstes und ein zweites hydraulisches Motormittel zum Antrieb der jeweils entsprechenden Zugkraftmittel und eine Antriebsmaschinenvorrichtung, ein erstes und ein zweites veränderliches, hydraulisches Verdrängungspumpenmittel, das durch die Antriebsmaschinenvorrichtung zum Antrieb der jeweils entsprechenden hydraulischen Motoren angetrieben wird, wobei das erste Pumpenmittel eine größere Flüssigkeitsausstoßfähigkeit als die des zweiten Pumpenmittels aufweist, und Steuermittel, welche arbeitsmäßig mit dem ersten und dem zweiten Pumpenmittel verbunden sind, um das zweite Pumpenmittel mit im wesentlichen 0-Flüssigkeitsausstoß zu betreiben, wenn das erste Pumpenmittel mit größerem Flüssigkeitsausstoß arbeitet.

17. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuermittel so arbeitet, daß der Kreis des zweiten Pumpenmittels und des zweiten Motormittels parallel in Verbindung gesetzt ist, wenn das erste Pumpenmittel mit größerem Flüssigkeitsausstoß arbeitet.

18. Hydrostatisches Antriebssystem für ein Fahrzeug, gekennzeichnet durch ein erstes und ein zweites Zugkraftmittel, ein erstes und ein zweites hydraulisches Motormittel, zum Antrieb der jeweils entsprechenden Zugkraftmittel und eine Antriebsmaschinenvorrichtung, ein erstes und ein zweites veränderliches, hydraulisches Verdrängungspumpenmittel, das zum Antrieb der jeweils entsprechenden hydraulischen Motoren angetrieben wird, wobei das erste Pumpenmittel eine größere Pumpenleistung als die des zweiten Pumpenmittels aufweist, ein erstes Steuermittel, das mit dem ersten und dem zweiten Pumpenmittel verbunden ist, um deren Aus-

609815/0340

stoßvolumina während der Arbeit im Rahmen der Pump-  
leistung des zweiten Pumpenmittels im wesentlichen  
gleichzuhalten, und ein zweites Steuermittel, daß das  
erste Pumpenmittel in die Lage versetzt, mit größerer  
Leistung als der Leistung des zweiten Pumpenmittels  
betrieben zu werden.

19. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 18, da-  
durch gekennzeichnet, daß das zweite Steuermittel  
wirkungsmäßig mit dem ersten Steuermittel und dem  
zweiten Pumpenmittel verbunden ist, um so das erste  
Pumpenmittel zu betreiben, während es das zweite Pumpen-  
mittel steuert, daß es mit im wesentlichen 0-Ausstoß-  
volumen arbeitet.

20. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 19, da-  
durch gekennzeichnet, daß das zweite Steuermittel das  
erste Steuermittel außer Kraft setzt, um das zweite  
Pumpenmittel bei einem im wesentlichen 0-Ausstoßvolumen  
zu halten, jedesmal wenn das erste Steuermittel das  
erste Pumpenmittel mit einer größeren Leistung als  
der Leistung des zweiten Pumpenmittels betreibt.

21. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 18, da-  
durch gekennzeichnet, daß ein drittes Steuermittel die  
Antriebsmechanismusvorrichtung unabhängig von dem  
ersten und dem zweiten Steuermittel steuert.

22. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 18, da-  
durch gekennzeichnet, daß das erste Steuermittel ein  
mechanisches Element aufweist, das als starre Verbindung  
bzw. Glied oder Gelenk wirkt, um die Verdrängungen des  
ersten und des zweiten Pumpenmittels während der Arbeit  
innerhalb der Leistung des zweiten Pumpenmittels auf-  
einander abzustimmen, und das als nicht-starre Verbin-  
dung bzw. Glied oder Gelenk während der Arbeit mit  
größerer Leistung wirkt.

23. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 18, da-  
durch gekennzeichnet, daß das zweite Steuermittel die  
verfügbare Steuerbewegung des ersten Steuermittels  
während der Arbeit innerhalb der Leistung des zweiten

609815/0340



Pumpenmittels begrenzt.

24. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß sowohl das erste als auch das zweite Steuermittel von einer Bedienungsperson betätigt werden, wobei das zweite Steuermittel mit dem ersten Steuermittel zusammenwirkt, um die verfügbare Steuerbewegung des ersten Steuermittels während des Betriebs innerhalb der Leistungsgrenze des zweiten Steuermittels zu begrenzen, und um der verfügbaren Steuerbewegung des ersten Steuermittels während des Betriebs innerhalb der Leistungsgrenze des ersten Pumpenmittels keine Begrenzung aufzuerlegen.

25. Fahrzeugantriebssystem nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Steuermittel ein mechanisches Element aufweist, das als starre Verbindung bzw. Glied oder Gelenk wirkt, um die Leistungen des ersten und des zweiten Pumpenmittels während der Arbeit innerhalb der Leistungsgrenze des zweiten Pumpenmittels aufeinander abzustimmen, und daß sich während der Arbeit bei der größeren Leistung des ersten Pumpenmittels zusammenzieht oder ausdehnt, so daß das zweite Steuermittel das erste Pumpenmittel in im wesentlichen O-Ausstoß hält, während das erste Steuermittel die Leistung des ersten Pumpenmittels über die Leistung des zweiten Pumpenmittels hinaus während des Zusammenziehens oder Ausdehnens des mechanischen Elementes vergrößern kann.

26. Hydrostatisches Kraftübertragungssystem für ein Fahrzeug, gekennzeichnet durch ein erstes und ein zweites Paar wahlweiser antreibbarer Räder, welche hydraulische Flüssigkeitsantriebsmittel aufweisen, ein erstes und ein zweites Paar wahlweise antreibbarer hydraulischer Motormittel zum jeweiligen Antrieb der entsprechenden Räder, welche durch die Flüssigkeitsantriebsmittel angetrieben werden können, wobei die Flüssigkeitsantriebsmittel ein erstes und ein zweites hydraulisches Verdrängungspumpenmittel zum Antrieb der

jeweils entsprechenden Paare der Motormittel aufweisen, und wobei das erste Pumpenmittel eine größere Pumpleistung hat als das zweite Pumpenmittel, ein Steuermittel, das wirkungsmäßig mit dem ersten und dem zweiten Pumpenmittel verbunden ist, um ein Umschalten von Vier- zu Zweiradantrieb zu bewirken, ohne den Strom der Antriebsflüssigkeit zu dem ersten Motormittel zu unterbrechen, wobei das Steuermittel Übergangssteuermittel aufweist, die bewirken sollen, daß der Kreislauf des zweiten Pumpenmittels wieder angeschlossen wird, um das zweite Motormittel zu umgehen, um eine weiche Arbeitsweise des Fahrzeugs während des Übergangs vom Vier- zum Zweiradantrieb zu erleichtern, und ein Steuermittel, das wirkungsmäßig mit dem ersten und dem zweiten Pumpenmittel verbunden ist, um den Flüssigkeitsausstoß eines jeden der beiden während des Vierradantriebs bis zur Ausstoßleistung des zweiten Pumpenmittels gleich zu halten und zur Betätigung des Übergangssteuermittels beim Umschalten zum Zweiradantrieb, während das erste Pumpenmittel freigelassen wird, mit seiner größeren Ausstoßleistung zu arbeiten.

27. Hydrostatisches Kraftübertragungssystem nach Anspruch 26, gekennzeichnet durch das erste und das zweite Paar von Pumpenmitteln und von Motormitteln, die umkehrbar sind, um das Fahrzeug entweder vorwärts oder rückwärts anzutreiben und zum schnellen Bremsen des Fahrzeuges und das Steuermittel für die Bedienungs-person zum jederzeitigen Steuern der Geschwindigkeit, Verdrängung und Richtung der Pumpenmittel während des Fahrzeugbetriebs, wodurch ein schnelles Bremsen des Fahrzeuges durch das Umkehren der Kraft bzw. des Drehmomentes an dem Motormittel bewirkt werden kann.

28. Hydrostatisches Kraftübertragungssystem nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Verteilung von hydraulischer Flüssigkeit zu dem ersten und dem zweiten Motormittel durch das erste und das zweite Pumpenmittel während des Vierradantriebs so ist, daß das

erste und das zweite Radpaar im wesentlichen die gleiche Umfangsstrecke in dem gleichen Zeitraum zurücklegen, unabhängig von Änderungen in Oberflächen- oder Straßenreibungsdruck, wie zwischen an der Oberfläche oder der Straße angreifenden Teilen irgendwelcher dieser Räder.

29. Hydrostatisches Kraftübertragungssystem nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, daß ein jedes des ersten und des zweiten Pumpenmittels sein jeweils entsprechendes Motormittelpaar in einem unabhängigen, geschlossenen hydraulischen Kreislauf antreibt.

30. Hydrostatisches Antriebssystem für ein Fahrzeug, gekennzeichnet durch ein erstes und ein zweites Antriebsmittel, ein erstes und ein zweites hydraulisches Motormittel der jeweils entsprechenden Antriebsmittel und eine Antriebsmechanismusvorrichtung, ein erstes und ein zweites durch die Antriebsmechanismusvorrichtung angetriebenes, veränderliches, hydraulisches Pumpenmittel zum Antrieb der jeweils entsprechenden hydraulischen Motoren, wobei das erste Pumpenmittel eine größere Verdrängung als das zweite Pumpenmittel aufweist, ein erstes Steuermittel, das sowohl mit dem ersten als auch mit dem zweiten Pumpenmittel verbunden ist, um deren Verdrängungen während des Betriebs im wesentlichen gleich innerhalb der Grenze des zweiten Pumpenmittels zu halten, und ein zweites Steuermittel, das das erste Pumpenmittel in die Lage versetzt, mit einer größeren Verdrängung als der größten Verdrängung des zweiten Pumpenmittels betrieben zu werden.

26  
Leerseite

FIG. 1

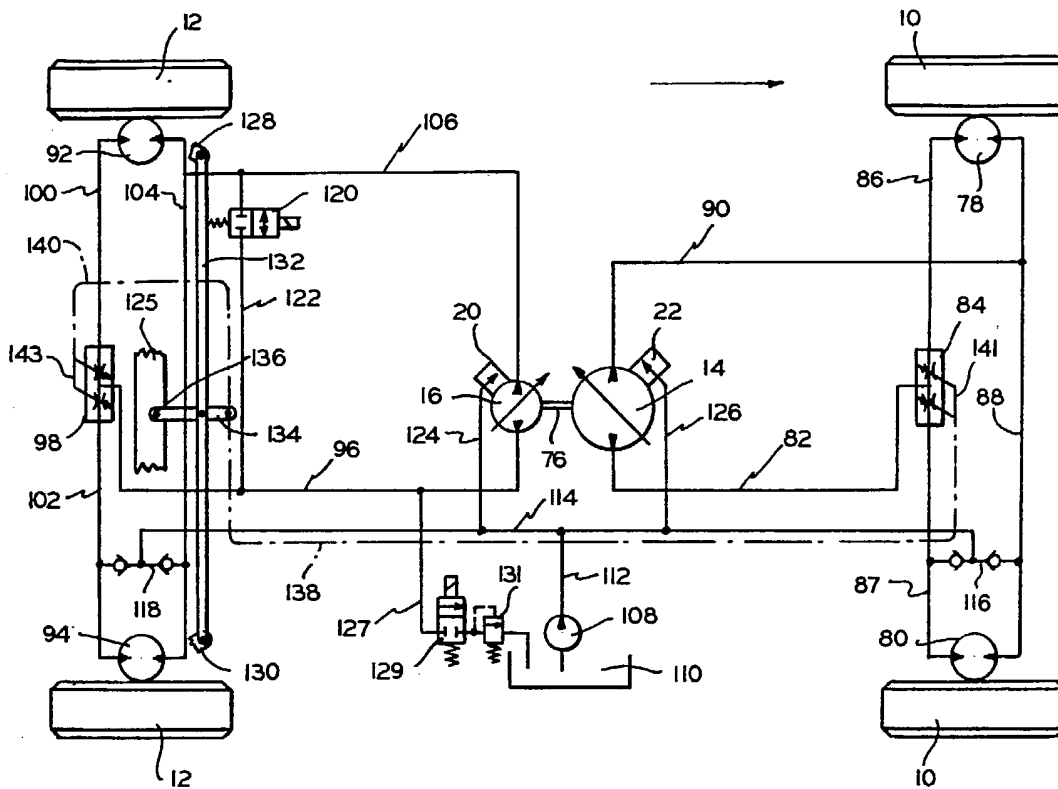


FIG. 3

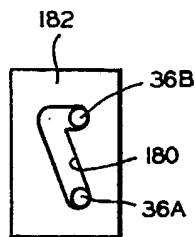


FIG. 4

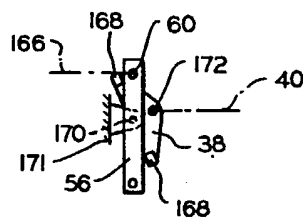


FIG. 5

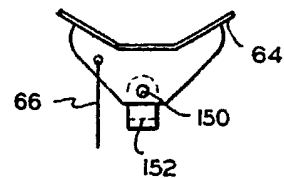




FIG. 7

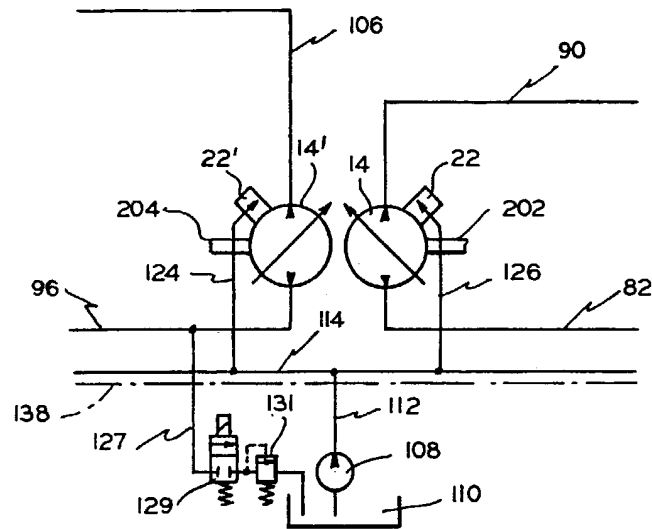
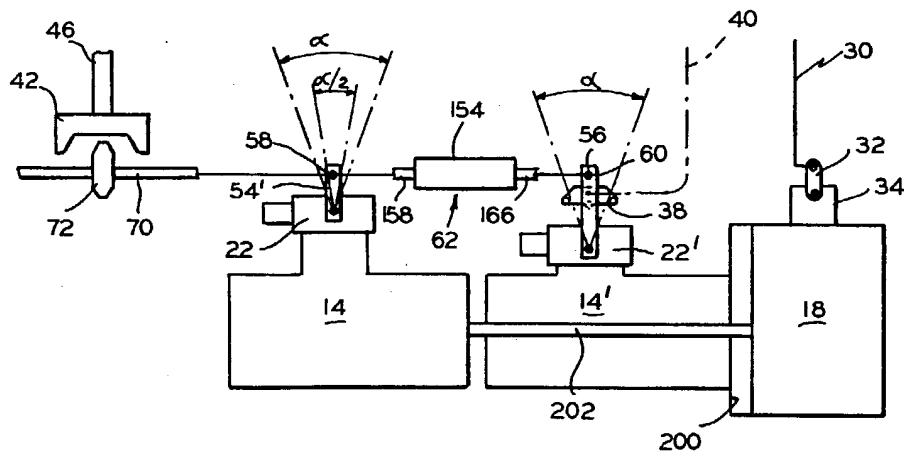


FIG. 8



Clark Equipment Company  
Buchanan, Mich. (U.S.A.)

609815/0340